





**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **Ústav konstruování a částí strojů**

**Návrh mechanického automobilového zvedáku**

**Design of Mechanical Car Lifter**

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

**2017**

**Pavel SLUKA**

**Studijní program:** B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

**Studijní obor:** 2301R000 Studijní program je bezoborový

**Vedoucí práce:** Ing. Jaroslav Kříčka, Ph.D.



## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, a souhlasím s tím, že její výsledky mohou být dále použity podle uvážení vedoucího bakalářské práce jako jejího spoluautora. Souhlasím také s případnou publikací výsledků bakalářské práce nebo její podstatné části, pokud budu uveden jako její spoluautor.

V Praze dne .....

.....

Pavel Sluka

## Poděkování

Děkuji panu Ing. Jaroslavu Kříčkovi Ph.D. za velmi vstřícný přístup k řešení dané problematiky a poskytnutí vhodné literatury.

Dále bych poděkoval své rodině, která mě podporovala a přispěla zkušenostmi z praxe ohledně návrhu a řešení dané problematiky.

# ANOTAČNÍ LIST

<b>Jméno autora:</b>	Pavel Sluka
<b>Název BP:</b>	Návrh mechanického automobilového zvedáku
<b>Anglický název:</b>	Design of Mechanical Car Lifter
<b>Akademický rok:</b>	2016/2017
<b>Ústav:</b>	Ústav konstruování a částí strojů – 12 113
<b>Vedoucí BP:</b>	Ing. Jaroslav Kříčka, Ph.D.
<b>Bibliografické údaje:</b>	<p>Sluka P. <i>Návrh mechanického automobilového zvedáku</i>. Praha: České vysoké učení technické v Praze. Fakulta strojní. 2017. 42 s. Vedoucí práce Ing. Jaroslav Kříčka, Ph.D.</p> <p>Počet stran: 42 Počet obrázků: 45 Počet tabulek: 6 Počet příloh: 1</p>
<b>Klíčová slova:</b>	Automobilový zvedák, mechanický zvedák, šroubový zvedák, jednosloupový zvedák.
<b>Keywords:</b>	Car lifter, mechanical jack, screw jack, single-lift jack.
<b>Anotace:</b>	<p>Tato bakalářská práce se týká návrhu automobilového mechanického zvedáku. Zvedák je navržen pro snadnou montáž a demontáž. Pohybový šroub je zavěšen a není namáhán na vzpěr. V příloze je vymodelován celý automobilový zvedák v programu Autodesk Inventor.</p>
<b>Abstract:</b>	<p>This thesis deals with the design of a mechanical lifter. The lifter is designed for easy assembly and disassembly. The drive bolt is hinged and not strained to bend. Part of the thesis is mechanical lifter designed and modeled in Autodesk Inventor.</p>

# OBSAH

<b>1.</b>	<b>ÚVOD.....</b>	<b>1</b>
<b>2.</b>	<b>LITERÁRNÍ REŠERŠE ZVEDÁKŮ .....</b>	<b>2</b>
2.1	Rozdělení zvedáků dle pohonu .....	2
2.1.1	Mechanické zvedáky .....	2
2.1.2	Pneumatické zvedáky .....	3
2.1.3	Hydraulické zvedáky .....	3
2.2	Rozdělení zvedáků dle konstrukce .....	5
2.2.1	Jámové zvedáky.....	5
2.2.2	Nůžkové zvedáky.....	6
2.2.3	Sloupové zvedáky .....	7
2.3	Rozdělení zvedáků dle mechanismu.....	9
2.3.1	Šroubové zvedáky.....	9
2.3.2	Hřebenové zvedáky .....	10
2.3.3	Pístové zvedáky .....	10
2.4	Speciální zvedáky .....	11
2.4.1	Balónové zvedáky.....	11
2.4.2	Zabudované zvedáky .....	12
2.4.3	Hladká tyč .....	12
<b>3.</b>	<b>NÁVRH SLOUPOVÉHO ŠROUBOVÉHO ZVEDÁKU.....</b>	<b>13</b>
3.1	Volba vstupních hodnot a konstrukce zvedáku .....	13
3.2	Výpočet rozměrů .....	14
3.2.1	Výpočet stability zvedáku.....	14
3.2.2	Průměr závitové tyče .....	16
3.2.3	Výpočet minimální výšky matice .....	17
3.2.4	Výpočet momentů na závitové tyči .....	18

3.2.5	Kontrola samosvornosti .....	19
3.2.6	Rychlost zdvihu .....	19
3.2.7	Výpočet a výběr elektromotoru .....	19
3.3	Převodový mechanismus .....	21
3.3.1	Výpočet převodového poměru .....	21
3.3.2	Výběr typu řemene .....	21
3.3.3	Předběžný výběr řemenice .....	22
3.3.4	Přesný výpočet řemenic .....	22
3.3.5	Předběžná osová vzdálenost .....	23
3.3.6	Výběr délky řemene .....	23
3.3.7	Skutečná osová vzdálenost .....	23
3.3.8	Šířka řemene .....	24
3.3.9	Přenášená tečná síla a montážní předpětí .....	24
3.4	Kontrola zvolené závitové tyče .....	25
3.5	Volba a kontrola axiálního ložiska .....	25
<b>4.</b>	<b>3D KONSTRUKCE ZVEDÁKU .....</b>	<b>27</b>
4.1	Rám zvedáku .....	28
4.2	Vozík zvedáku .....	29
4.3	Pohon zvedáku .....	30
4.4	Nosič zvedáku .....	31
<b>5.</b>	<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>32</b>
<b>6.</b>	<b>SEZNAM ZDROJŮ .....</b>	<b>33</b>
<b>7.</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN .....</b>	<b>36</b>
<b>8.</b>	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>	<b>39</b>
<b>9.</b>	<b>SEZNAM TABULEK .....</b>	<b>41</b>
<b>10.</b>	<b>SEZNAM PŘÍLOH .....</b>	<b>42</b>



## 1. ÚVOD

Zvedák je zařízení, které slouží ke zvedání břemen do požadované výšky. Trh nabízí velkou škálu automobilových zvedáků. Liší se například druhem pohonu nebo konstrukcí. Podle druhu opravy je třeba vybrat správný a nejvhodnější zvedák. Nejběžnější konstrukce automobilových zvedáků v servisech jsou jednosloupové nebo dvousloupové zvedáky, které jsou poháněny hydraulickými písty nebo pohybovými trapézovými šrouby.

Nevýhodou šroubových (mechanických) sloupových zvedáku je vysoké tření v závitu a velké namáhání pohybového šroubu. Cílem této práce je navrhnout mechanický jednosloupový automobilový zvedák. Pro vyřešení problematiky, pohybového šroubu namáhaného na vzpěr, bude celé zvedací ústrojí a zvedané břemeno zavěšeno. Pomocí tohoto konstrukčního řešení bude pohybový šroub namáhán jen tah, krut, tlak v závitech a ohyb pohybového šroubu bude tak eliminován.

## 2. LITERÁRNÍ REŠERŠE ZVEDÁKŮ

Automobilové zvedáky mohou být rozděleny podle mnoha kritérií. V literární rešerši uvádím základní rozdělení podle typu pohonu, konstrukce a mechanismu.

### 2.1 Rozdělení zvedáků dle pohonu

Rozdělením zvedáků dle pohonu je myšleno rozdělení podle způsobu vykonávání práce a potřebného druhu media, který se při zvedání a spouštění zvedáku používá. Tento způsob rozdělení je nejpřehlednější a nejvíce používaný. Každý automobilový zvedák se dá do jedné z těchto uvedených sekcí zařadit.

#### 2.1.1 Mechanické zvedáky

U většiny mechanických automobilových zvedáků je používán elektromotor, který přímo, nebo přes převod otáčí šroubem (Obrázek 1). Další různé mechanismy sloužící ke zvedání břemen jsou poháněny ruční silou pomocí kliky (Obrázek 2), popřípadě pákou přímo nebo přes převod, kterým násobíme ruční sílu.

Výhoda mechanických zvedáků je jejich jednoduchost a nízká cena. Nepotřebujeme další zařízení na výrobu poháněcího media. Nevýhodou je velké mechanické opotřebení z důvodu vysokého tření, vznik nežádoucích vůlí a v převodovce vymačkávání převodových kol. Další nevýhodou je i váha, u které jsme značně omezeni. Mechanické zvedáky slouží spíše ke zvedání lehčích břemen.



Obrázek 1 Elektrický nůžkový zvedák [1]



Obrázek 2 Ruční hřebenový zvedák [2]

## 2.1.2 Pneumatické zvedáky

Pneumatické zvedáky se nejčastěji používají pro rychlý zdvih do malých výšek na krátký čas (Obrázek 4). Zvedacím médiem je vzduch, který plní válec s pístem nebo vak (Obrázek 3), který následně zdvihá břemeno. Plní se vzduchovým kompresorem, stlačeným vzduchem z tlakové lahve nebo ruční pumpou.

Nevýhodou pneumatických zvedáků je horší stabilita a nutnost použití záložního zajištění z důvodu možného poklesu například pevným podložením zdviženého břemena.



Obrázek 3 Třístupňový pneumatický zvedák [3]



Obrázek 4 Mobilní pneumatický zvedák [3]

## 2.1.3 Hydraulické zvedáky

Mezi nejčastější výbavu těžších automobilů patří ruční hydraulický přenosný zvedák. Jinak známý jako “panenka“ (Obrázek 5). Disponuje svou skladností, vysokou nosností a jednoduchostí. Hydraulické písty se používají i v konstrukci nůžkového provedení, kde píst nahrazuje šroubový mechanismus (Obrázek 6).

Všechny hydraulické zvedáky mají píst, který je vytlačován kapalinou a to z pravidla hydraulickým olejem. K tomu je zapotřebí hydraulické čerpadlo poháněné ručně nebo motorem. U větších hydraulických pístů je součástí olejová nádrž, z které se přečerpává hydraulický olej do prostoru pístu. Píst dále působí přímo na zvedané břemeno

nebo přes pomocnou konstrukci v podobě páky. Jako pomocná konstrukce může být brána také kladka nebo řetěz. Tento způsob zdvihu se používá u vysoko zdvižných vozíků (Obrázek 7).



Obrázek 5 Ruční hydraulický zvedák "panenka" [3]



Obrázek 6 Nůžkový hydraulický zvedák [3]

Výhodou hydraulických zvedáků je velká nosnost a zdvih, který se dá násobit použitím teleskopického pístu (Obrázek 8). Nevýhodou je drahá výroba pístu a drahý servis popřípadě opravy. Další nevýhodou je potřeba zajistit přítomnost nezávislé brzdy z důvodu možného poklesu zdvihu, ke kterému může dojít při závadě v hydraulických hadicích nebo při špatném odvzdušnění systému.



Obrázek 7 Vysoko zdvižný hyd. vozík s kladkou [7]



Obrázek 8 Ruční hyd. teleskopický zvedák [13]

## 2.2 Rozdělení zvedáků dle konstrukce

Při výběru určitého typu konstrukce se bere ohled na to, jakou činnost budu s automobilem provádět. Při každé opravě dané části nebo její výměně je nutné sledovat, kde a jak je automobil zvedán. Konstrukce zvedáku nesmí překážet a musí umožnit bezproblémově se k dané součásti dostat.

### 2.2.1 Jámové zvedáky

Základem je vozík, který se pohybuje po hraně montážní jámy (Obrázek 10), na kterém je uložen zvedací mechanismus s možností pohybu do stran. Zvedání může být prováděno ručně hydraulickým nebo mechanickým zvedákem. U těžších aut nebo nákladních vozidel se používá k pohonu pístnice stlačený hydraulický olej poháněný elektrickým čerpadlem (Obrázek 9).

Jámový zvedák se používá ke zvedání agregátů jako je motor, převodovka nebo dalších částí automobilu.

Výhodou jámových zvedáků je možnost nadlehčit určitý agregát, s kterým pak lze pohybovat ve třech směrech oproti opravovanému vozidlu. Nevýhodou těchto zvedáků je velmi omezený prostor v samotné jámě.



Obrázek 9 Jámový hydraulický zvedák [3]



Obrázek 10 Uložení zvedáku v jámě [3]

## 2.2.2 Nůžkové zvedáky

Základem je vodorovná plocha, zvedaná přibližováním opačných konců zkřížených profilů. Jsou různé velikosti. Od malých pro výměnu pneumatik až po zvedání celých vozidel. Zdvih zajišťuje trapézový šroub nebo hydraulický válec. Malé nůžkové zvedáky jsou poháněny ručně otáčením šroubu (Obrázek 11) nebo pumpováním hydraulického oleje do válce (Obrázek 12). Ten přibližuje nebo oddaluje ramena nůžkového mechanismu a dochází ke zvedání břemene.



Obrázek 11 Ruční nůžkový zvedák [13]



Obrázek 12 Hydraulický nůžkový zvedák [3]

Jejich nesporná a největší výhoda je velice malá základní výška, takže se snadno umístí i pod nízké části vozidla. Jsou velice skladné. Některé se dají snadno rozebrat, jiné se ve složeném stavu přemístí v celku. Konstrukce pro zvedání větších automobilů jsou poháněny elektrickou pumpou u hydraulických a u šroubových postačí malý elektromotor nebo silnější vrtačka (Obrázek 13).

Nevýhodou malých nůžkových zvedáků je malá stabilita a u větších zvedáků při opravě překáží samotná konstrukce zvedáku.



Obrázek 13 Nůžkový kolébkový zvedák poháněný vrtačkou [14]



### 2.2.3 Sloupové zvedáky

Základem je sloup, nebo svislý nosník, po kterém stoupá nosná plošina. Pohyb zajišťuje trapézový šroub, nebo hydraulický píst, který působí vertikálně, přímo na nosnou část. Sloupové zvedáky jsou nejčastější, nejuniverzálnější a nejoblíbenější pro svou velkou nosnost a snadnou údržbu. U jednosloupových nebo dvousloupových zvedáků jsou k pohyblivé plošině připevněna ramena, která podpírají vozidlo za karoserii, rám, prahy, popřípadě jinde mezi nápravami. Výhoda sloupových zvedáků je volný průchod pod vozidlem a samotná konstrukce nám neznemožňuje přístup k většině mechanismů v automobilu.

U varianty jednosloupového provedení (Obrázek 14) je výhodou přístup do kabiny alespoň z jedné strany. Tyto zvedáky mohou být stabilní, a jelikož odpadá propojení sloupů, mohou být i mobilní.

Dvousloupové zvedáky (Obrázek 15) jsou nejoblíbenější v automobilových servisech, pro svoji stabilitu a vyšší nosnost. Podle typu propojení sloupů se dělí na přejezdové (Obrázek 15) a s horním vedením. U moderních synchronizovaných sloupových zvedáků je stejný zdvih kontrolován pomocí senzorů. Nevýhodou je špatný přístup do kabiny, mohutnější konstrukce a tedy i větší hmotnost.

Čtyř sloupové zvedáky jsou robustnější variantou sloupových zvedáků. Jsou vhodné pro dílny s dostatečným prostorem. Jejich robustní konstrukce umožňuje i vysokou nosnost. Dají se využít při opravách dodávek či menších nákladních vozidel, dále pak jako parkovací zvedáky (Obrázek 17).



Obrázek 14 Jednosloupový mobilní zvedák [3]



Obrázek 15 Dvousloupový stabilní zvedák [3]

Můžeme sem zařadit i plošinové, které se pohybují pomocí čtyř sloupů. Auto je zvedáno na dvou plošinách a pracuje se zde jako v montážní jámě. Mezi plošiny se dá nainstalovat i lehký jámový zvedák (Obrázek 16).



Obrázek 16 Čtyřsloupový zvedák s jámovým zvedákem [3]



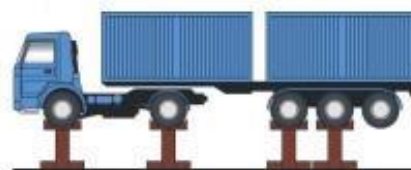
Obrázek 17 Čtyřsloupový parkovací zvedák [3]

Jednou z variant je i více jednosloupových zvedáků (Obrázek 18, Obrázek 19), kterými se vozidlo zvedá za kola. Tento způsob zvedání se používá převážně u nákladních automobilů. Při propojení těchto jednotlivých zvedáků lze ovládat zdvih z jednoho centrálního místa. Výhoda je velká mobilita zvedáku a rozložení hmotnosti vozidla.

Všechny tyto sloupové zvedáky mohou být poháněny hydraulickým pístem, kde je však potřeba zajistit nezávislé jištění z důvodu úbytku tlaku v pístech. Velmi často se také používá šroubový mechanismus, kde odpadá další agregát v podobě olejové pumpy.



Obrázek 18 Více jednosloupových zvedáků [3]



Obrázek 19 Kombinace jednosloupových zvedáků [3]



## 2.3 Rozdělení zvedáků dle mechanismu

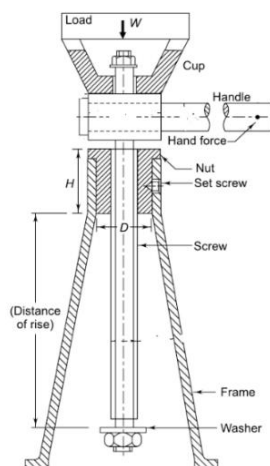
Automobilové zvedáky mohou být rozdělovány i podle typu mechanismu. Mezi základní mechanismy patří šroubové, které disponují pohybovým šroubem, hřebenové, kde pohyb způsobuje hřeben s pastorkem a dále pístové u kterých hlavní pohyb vykonává jeden nebo více pístů.

Každý druh mechanismu má své výhody a nevýhody co se týče rychlosti zdvihu, účinností, přístupnosti a údržby. Některé druhy mechanismu potřebují ke svému chodu i jiná zařízení a tak je při výběru potřeba zohlednit například vybavenost a velikost dílny.

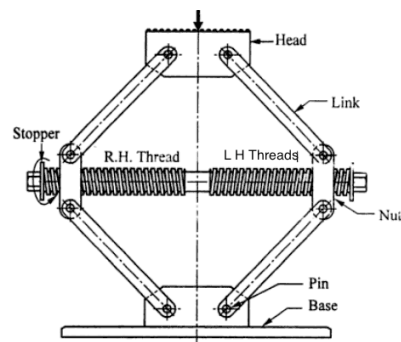
### 2.3.1 Šroubové zvedáky

Základ mechanismu tvoří šroub a matice (Obrázek 20, Obrázek 21). Otáčením šroubu se mění rotační pohyb na posuvný. Matice je součást nosné části, která zvedá ramena nebo plošiny s vozidlem. Používá se lichoběžníkový rovnoramenný, nerovnoramenný závít. Jedná se o jednochodý samosvorný závít. Výhodou elektromechanických zvedáků je možnost nastavení výšky automobilu na milimetr přesně.

Nevýhodou je velké tření, malá účinnost, malá rychlost zdvihu, otláčení závitu v matici a vznik vůlí následkem opotřebení. Moderní mechanické zvedáky mají obvykle samo mazací matice. Použitím jednochodého závitu nemůže dojít k samovolnému klesání břemene. Největší výhodou, kterou šroubový zvedák má, je absence bezpečnostní pojistky.



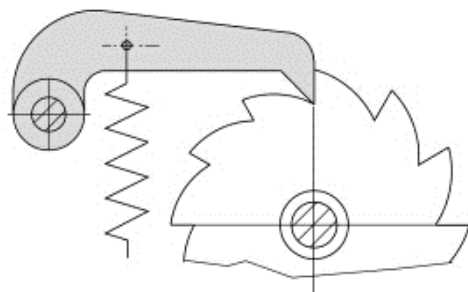
Obrázek 20 Schéma ručního šroubového zvedáku [4]



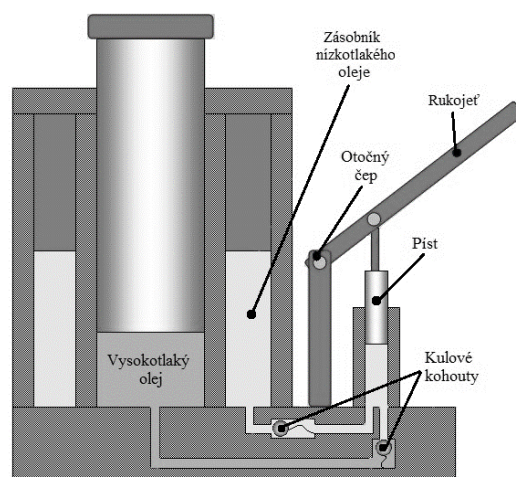
Obrázek 21 Schéma ručního nůžkového šroubového zvedáku [4]

## 2.3.2 Hřebenové zvedáky

Hřebenové zvedáky jsou poháněny ručně klikou nebo ráčnou, kde je hnací síla převáděna ozubeným převodem na pastorek. Převod je v uzavřené skříni, kterou prochází tyč s hřebenovým ozubením. Břemeno v různých polohách zajišťuje rohatka se západkou (Obrázek 22). Výhodou je jednoduchá konstrukce a nízké nároky na údržbu. Nejsou vhodné pro zvedání do velkých výšek.



Obrázek 22 Schéma zajištění hřebenových zvedáků pomocí rohatky a západky [6]



Obrázek 23 Schéma ručního pístového zvedáku [5]

## 2.3.3 Pístové zvedáky

Základem je válec s výsuvnou pístnicí, která zvedá přímo nebo přes mechanismus břemeno (Obrázek 23). Prostor válce je naplňován stlačeným vzduchem, nebo hydraulickým olejem. Mohou mít nosnost stovky tun. U velkých pístových zvedáků jsou ramena zajištěna bezpečnostními zámky tak, že není zatěžována hydraulika nebo pneumatika při zdvižení břemene.

Nevýhodou pístových zvedáků je potřeba dalšího agregátu pro plnění válce nebo válců. U pneumatických zvedáků je potřeba vzduchový kompresor a u olejových zvedáků tlakové hydraulické čerpadlo. U ručních zvedáků ovládáme pákou pístové čerpadlo (Obrázek 23). Elektrohydraulické zvedáky jsou cenově dostupnější, protože jejich výroba je méně technicky náročná. Tyto zvedáky mají většinou mnohem větší nosnost, než mechanické zvedáky.

## 2.4 Speciální zvedáky

Veškeré předchozí automobilové zvedáky byly nejvíce používané a převážně univerzální. Existují také speciální automobilové zvedáky, které jsou konstruovány hlavně pro zvedání součástí nebo břemen určitých tvarů a váhy. Dále sem patří zvedáky pro speciální manipulaci se zvedaným břemenem pro usnadnění dostupnosti. Některá zvedací zařízení jsou konstruována s ohledem na svou skladnost nebo snadné a rychlé použití v terénu.

### 2.4.1 Balónové zvedáky

Hlavním médiem u balónových zvedáků je stlačený vzduch proudící do měchu, který působí přímo na zvedaný předmět. Tento zvedák je bezrámový nebo s minimálním vedením pro udání směru zdvihu.

Používají se pro rychlou manipulaci na malé zdvihy kvůli lepšímu přístupu. V dílnách se připojují na rozvod tlakového vzduchu, v terénu pak nejvíce na mobilní bateriové kompresory a plniče nebo také na výfuk vozidla (Obrázek 24). Velké balónové vyprošťovací měchy se velmi dobře uplatní v terénu při záchranných a vyprošťovacích akcích.

Výhodou těchto zvedáků je jejich mobilita a skladnost. Nevýhodou je však jejich nestabilita a proto se musí použít podpěry pro zafixování vozidla.



*Obrázek 24 Balónový zvedák připojený na výfuk vozidla [18]*

## 2.4.2 Zabudované zvedáky

Pro rychlou opravu automobilu se používají speciální zvedací zařízení, která jsou přímo zabudovaná v automobilu (Obrázek 25 a 26). Používají se většinou při závodech, kde čas hraje velkou roli a to hlavně v případě poruchy. Tyto zvedací mechanismy jsou přímo konstruovány pro daný automobil. Používají se výhradně u závodních automobilů. Výhodou je tedy velmi rychlé použití při potřebné opravě.



Obrázek 25 Zabudované zvedáky [19]



Obrázek 26 Zabudovaný zvedák [19]

## 2.4.3 Hladká tyč

Hladký tyčový zvedák (Obrázek 20 a 21) se v praxi moc nepoužívá. Je však velice účinný, skladný, lehký a jeho zdvih je velice rychlý. Nevýhodou je nutnost vykonat velkou sílu na zdvižení těžších břemen. Hladký tyčový zvedák pracuje na principu rohatky a západky na hladké vodící tyči. Důležité je zajištění maximální čistoty a odmaštění hladké tyče, protože tření v tomto případě hraje velkou roli.



Obrázek 27 Hladký tyčový zvedák [20]



Obrázek 28 Zdvih hladkého tyčového zvedáku [20]

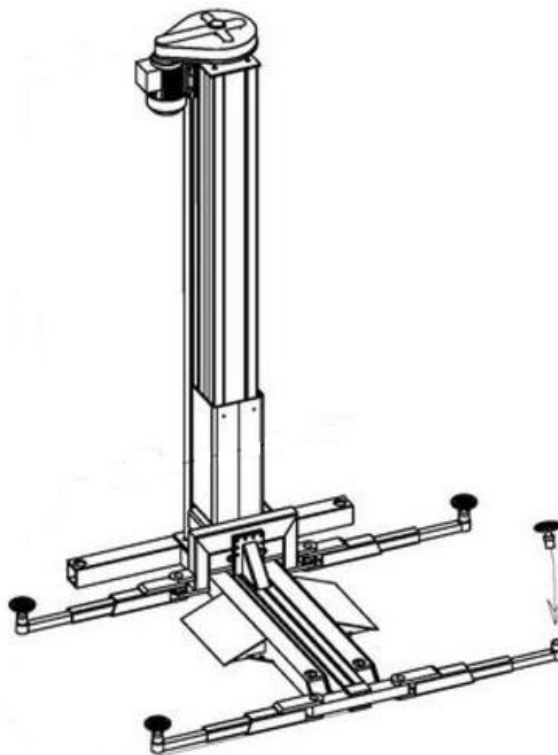
### 3. NÁVRH SLOUPOVÉHO ŠROUBOVÉHO ZVEDÁKU

#### 3.1 Volba vstupních hodnot a konstrukce zvedáku

Zvedák navrhují na zvedání běžných osobních automobilů do hmotnosti dvou tun. Konstrukce zvedacího zařízení bude jednosloupová (Obrázek 29) kde hlavní pohyb bude vykonávat pohybový šroub s maticí. Pohon zvedáku bude zajišťovat elektromotor. Přenos otáček a momentu z elektromotoru na pohybový šroub bude zprostředkován ozubeným řemenovým převodem. Číselné vstupní hodnoty jsou sepsané v tabulce 1.

Tabulka 1 Zadané vstupní hodnoty

Pojmenování	Index	Hodnota	Jednotky
Hmotnost břemena	m	2 000	kg
Zdvih	$h_z$	1,8	m
Tíhové zrychlení	g	9,81	$m/s^2$
Čas zdvihu břemena	t	60	s



Obrázek 29 Předběžné schéma konstrukce navrhovaného zvedáku [3]

## 3.2 Výpočet rozměrů

Základní výpočet síly  $F$  působící na automobilový zvedák (1). Jedná se o vertikální sílu působící od zadaného břemena.

$$F = m \cdot g = 2\,000 \cdot 9,81 = 19\,620 \quad (1)$$

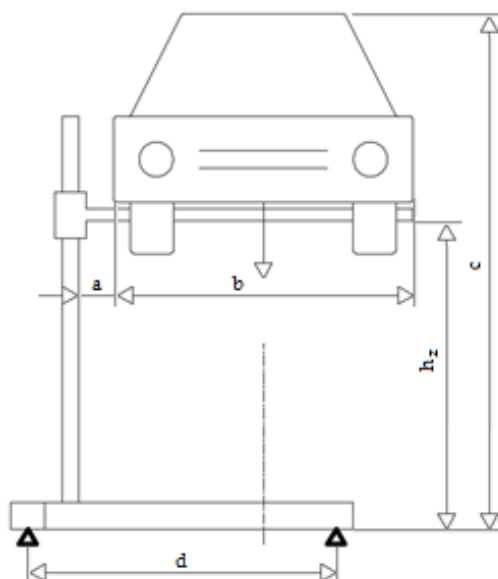
### 3.2.1 Výpočet stability zvedáku

Ve výpočtu stability se musí zohlednit rozložení sil od zvedaného břemena, které nemá rovnoměrně rozloženou sílu. Podle místa používání zvedáku se počítá i s vnějšími silami. Například při použití v nekrytých venkovních prostorech se musí počítat i s povětrnostními podmínkami, které se započítávají normou EN ČSN 1493 daných koeficientů. [9]

Navrhovaný zvedák bude používán jen ve vnitřních prostorech s pevnou a stabilní podlahou. Dále je určen jen pro osobní vozidla o maximálních rozměrech, které udává norma ČSN 73 6058

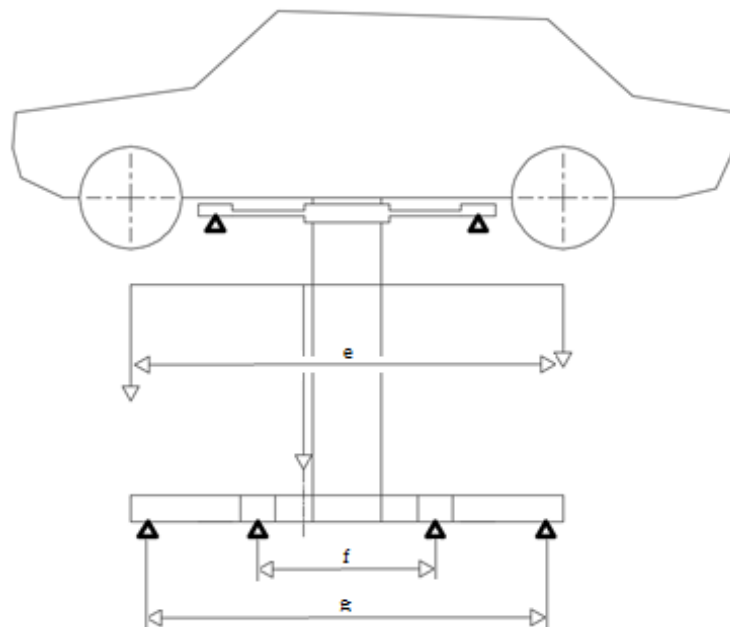
Při stabilitě z přední strany (Obrázek 30) a boční strany (Obrázek 31) vycházím z předpokladu, že výslednice sil (těžiště automobilu) musí ležet mezi podpěrami.

Z přední strany je těžiště automobilu uprostřed vozidla (Obrázek 30). Při maximální šířce automobilu  $b$  se musí dodržet vzdálenost boku automobilu od vnitřní strany nosného sloupu  $a$ .



Obrázek 30 Čelní rozložení sil zvedáku s břemenem [10]

Z boční strany vozidla je rozložení sil na nápravách v poměru 2:3 (Obrázek 31) a to podle umístění motoru. Tento poměr udává norma EN ČSN 1493. Výsledné těžiště automobilu je ve 40 procentech délky rozvoru  $e$  od středu nápravy, kde je uložen motor. [9]



Obrázek 31 Boční rozložení sil zvedáku s břemenem [10]

Rozměry vozidla dle normy ČSN 73 6058 a zvolené rozměry zvedáku k docílení jeho stability jsou uvedené v tabulce 2

Tabulka 2 Parametry automobilu dle normy ČSN 73 6058 a rozměry ovlivňující stabilitu zvedáku

Název	Označení	Rozměr
Maximální šířka automobilu	b	1,75 m
Maximální rozvor kol	e	3 m
Maximální výška zdvihu	$h_z$	1,8 m
Maximální vzdálenost automobilu od sloupu	a	0,5 m
Maximální výška se zdviženým automobilem	c	3,3 m
Vzdálenost podpěr základny	d	2 m
Vzdálenost podpěr základny	f	1,1 m
Vzdálenost podpěr základny	g	1,84 m



### 3.2.2 Průměr závitové tyče

Z důvodu bezpečnosti, je důležité počítat s tíhou břemena (1) vynásobenou součinitelem statické bezpečnosti  $k$ . Tento součinitel bezpečnosti nám zvyšuje zatěžovací sílu o 50 [%]. [9]

$$Q = k \cdot F = 1,5 \cdot 19\,620 = 29\,130 \quad (2)$$

Pro předběžný výpočet průměru pohybového šroubu  $d_2'$  použiju vzorec (3) z kterého vyjádřím neznámou veličinu  $d_2'$ . Matici volím bronzovou z důvodu vysoké zátěže. Bronzová matice nám umožní počítat s dovoleným tlakem v závitech  $p_d$  (10 až 15) Nmm<sup>-2</sup>. Součinitele výšky matice  $\psi_h$  a nosné výšky závitu  $\psi_H$  volím dle doporučení. [8]

$$p = \frac{Q}{\pi \cdot \psi_h \cdot \psi_H \cdot d_2^2} \leq p_d \quad (3)$$

$$d_2' \geq \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot \psi_h \cdot \psi_H \cdot p_d}} = \sqrt{\frac{29\,130}{\pi \cdot 0,5 \cdot 2 \cdot 12}} = 27,8$$

Výpočet průměru trapézového pohybového šroubu lze počítat dle dovoleného napětí.. Při návrhu se počítá s dovoleným napětím  $\sigma_d$  100 Nmm<sup>-2</sup> [8].  $Q$  je zatěžující síla (2) a  $S$  je průřez šroubu na průměru  $d_3$ . Z tohoto základního vzorce (4) odvodím vztah pro výpočet předběžného malého průměru šroubu  $d_3'$ .

$$\sigma = \frac{Q}{S} = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \leq \sigma_d \quad (4)$$

$$d_3' \geq \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot \sigma_d}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 29\,130}{\pi \cdot 100}} = 19,56$$

Z rovnic (3) a (4) vybírám nejvyšší hodnotu a dle normy ČSN 01 4050 volím lichoběžníkový rovnostranný “trapézový“ šroub, který je popsán v tabulce 3 i s dalšími potřebnými rozměry.

Tabulka 3 Rozměry zvoleného trapézového šroubu (Obrázek 32) [11]

<b>Tr 40x6 ČSN 01 4050</b>						
<b>P</b>	<b>d</b>	<b>D<sub>2</sub>=d<sub>2</sub></b>	<b>d<sub>3</sub></b>	<b>D<sub>1</sub></b>	<b>D<sub>4</sub></b>	<b>a<sub>c</sub></b>
6 [mm]	40 [mm]	37 [mm]	33 [mm]	34 [mm]	41 [mm]	0,5 [mm]



### 3.2.3 Výpočet minimální výšky matice

Pro přesnější výsledek nejdříve vypočítám nosnou část závitu (Obrázek 32), čehož docílím pomocí rovnice (6) díky které eliminuji vůle mezi pohybovým šroubem a bronzovou maticí.[8]

$$H_1 = \frac{d - d_3 - a_c}{2} = \frac{40 - 33 - 0,5}{2} = 3,25 \quad (6)$$

Z rovnice (5) odvozuji parametr  $z$ , který definuje minimální počet závitů potřebných k udržení zvedaného břemena.[8]

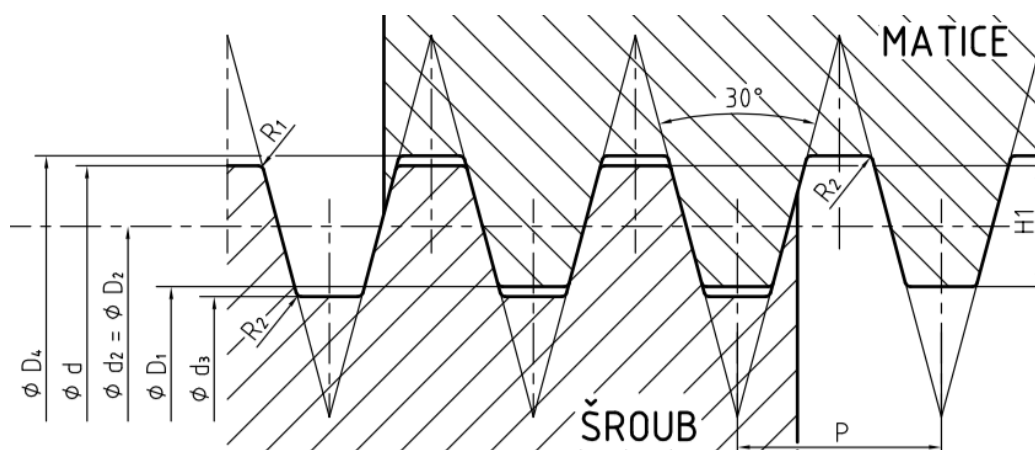
$$p = \frac{Q}{\pi \cdot H_1 \cdot d_2 \cdot z_m} \leq p_d \quad (5)$$

$$z_m = \frac{Q}{\pi \cdot H_1 \cdot d_2 \cdot p_d} = \frac{29\,430}{\pi \cdot 3,25 \cdot 37 \cdot 12} = 6,5$$

Nejnižší možná výška matice  $H$  se vypočte dle vzorce (7) který se skládá pouze ze dvou složek a to velikosti závitové rozteče zvoleného šroubu  $P$  a minimálního počtu závitů  $z_m$  z rovnice (5). [8]

$$H = P \cdot z_m = 6 \cdot 6,5 = 39 \quad (7)$$

Pomocí rovnice (7) vychází minimální výška matice 39 mm. Z důvodu konstrukce, bezpečnosti a jednodušší výroby volím výšku matice 50 mm.



Obrázek 32 Schéma lichoběžníkového rovnoramenného (trapézového) šroubu s maticí [12]

### 3.2.4 Výpočet momentů na závitové tyči

Při výpočtu momentu  $Mk_s$  na závitové tyči (8) se počítá s se zkušební zatěžující silou  $Q'$  která je o 15 [%] vyšší než zvedané břemeno.[9]

$$Q' = F \cdot k_{Mk} = 19\,620 \cdot 1,15 = 22\,563 \quad (8)$$

Hodnota bočního úhlu  $\beta$  u trapézového šroubu je  $15^\circ$  (Obrázek 32) a součinitele tření  $f$  v závitech je 0,15. Po dosazení do rovnice (9) mohou zjistit třecí úhel  $\varphi'$  a úhel stoupání závitu  $\gamma$  (10). [8]

$$\varphi' = \arctan\left[\frac{f}{\cos(\beta)}\right] \quad (9)$$

$$\varphi' = \arctan \left[ \frac{0,15}{\cos(15^\circ)} \right] = 8,827$$

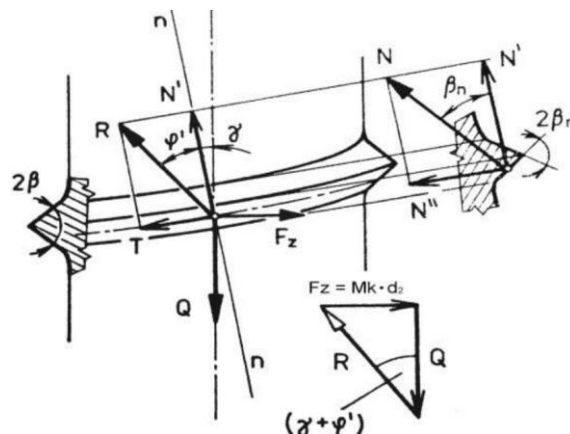
$$\gamma = \arctan\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) \quad (10)$$

$$\gamma = \arctan\left(\frac{6}{\pi \cdot 37}\right) = 2,955$$

Při dosazení do rovnice (11) hodnoty z rovnic (9) a (10), zjistíme požadovanou hodnotu momentu na závitové tyči  $Mk_{\delta}$ . [8]

$$Mk_{\xi} = Q' \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi') \quad (11)$$

$$Mk_s = 22\,563 \cdot \frac{37 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \tan(2,955^\circ + 8,827^\circ) = 87$$



Obrázek 33 Silové poměry v závitu [12]

### 3.2.5 Kontrola samosvornosti

Samosvornost pohybového šroubu se musí vždy kontrolovat. Šroubový mechanismus u zvedáků musí být vždy samosvorný, aby nedošlo k samovolnému spuštění zvedaného břemena. Samosvornost šroubu zjistíme dosazením hodnot z rovnic (9) a (10) do rovnice (12). [8]

$$f > \tan(\gamma) * \cos(\beta) \quad (12)$$

$$0,15 > \tan(2,955^\circ) * \cos(15^\circ)$$

$$0,15 > 0,05$$

Podmínka samosvornosti je splněna, a proto není potřeba dodatečná mechanická brzda. Při konstruování pro jistotu bude navíc použit elektromotor s brzdou.

### 3.2.6 Rychlost zdvihu

Rychlost zdvihu  $c$  patří mezi základní parametry při výběru automobilového zvedáku. Maximální hodnota rychlosti zdvihu  $c_{max}$  je 0,15 m/s. Tato maximální hodnota je dána normou EN ČSN 1493. Rychlost zdvihu  $c_z$  vypočtu pomocí vztahu (13). Vstupní požadavek navrhovaného zvedáku je takový, aby celkový maximální zdvih  $h_z$  netrval déle než požadovaný čas  $t$ .

$$c_z = \frac{h}{t} \leq c_{max} \quad (13)$$

$$c_z = \frac{1,8}{60} = 0,03 \leq 0,15$$

### 3.2.7 Výpočet a výběr elektromotoru

K správnému výběru elektromotoru je nutné vypočítat maximální výkon, který je zapotřebí k zdvihnutí břemena  $m$ . Příkon elektromotoru  $P_{př}$  vypočítám dle vztahu (15). Při výpočtu je nutné brát ohled na účinnost pohybového šroubu  $\eta_a$  (14), účinnost řemenového převodu  $\eta_{př}$ , která je 98% a rychlost zdvihu  $c$  (13). [8]

$$\eta_a = \frac{\tan(\gamma)}{\tan(\gamma + \varphi')} = \frac{Q' \cdot c_z}{Mk_s \cdot \omega} = \frac{P_{od}}{P_{př}} \quad (14)$$

$$\eta_a = \frac{\tan(2,955^\circ)}{\tan(2,955^\circ + 8,827^\circ)} = 0,247$$

$$P_{př} = \frac{Q' \cdot c_z}{\eta_a \cdot \eta_{př}} \quad (15)$$

$$P_{př} = \frac{22\,563 \cdot 0,03}{0,247 \cdot 0,98} = 2\,796$$

Výpočet úhlové rychlosti šroubu  $\omega$  dle vzorce (16) použiju výsledné hodnoty ze vzorců (15) a (11). Následně dosadím výslednou úhlovou rychlost  $\omega$  (16) do vzorce pro výpočet otáček pohybového šroubu  $n_s$  (17). [8]

$$\omega = \frac{P_{př}}{Mk_s} \quad (16)$$

$$\omega = \frac{2\,796}{87} = 32,14$$

$$n_s = \frac{\omega \cdot \pi \cdot 180}{60} \quad (17)$$

$$n_s = \frac{32,14 \cdot \pi \cdot 180}{60} = 303$$

Dle vypočítaných parametrů volím elektromotor popsáný v tabulce 4. Tento třífázový 6pólový motor volím z důvodu nízkých otáček. Nevznikne tak velký převodový poměr a nebude zapotřebí převodovky. Postačí jen zubový řemenový převod, který není tak nákladný. V tabulce 4 jsou dále vypsány hlavní parametry daného elektromotoru potřebné k dalším výpočtům.

Tabulka 4 Parametry vybraného elektromotoru [15]

<b>Siemens – 1LE1002-1BC62</b>				
<b>P<sub>m</sub> [W]</b>	<b>Velikost</b>	<b>n<sub>m</sub> [ot/min]</b>	<b>Mk<sub>m</sub> [Nm]</b>	<b>m<sub>m</sub> [kg]</b>
3 000	112 M	940	30	31

### 3.3 Převodový mechanismus

K docílení vypočtené rychlosti zdvihu zvedáku  $c_z$  je nutné použít převodový mechanismus mezi otáčkami elektromotoru a pohybovým šroubem. Jako převodový mechanismus volím zubový řemenový převod, který se běžně v praxi používá. Dala by se použít převodovka s ozubenými koly nebo řetězový převod, ale tyto varianty jsou zdaleka více nákladné než při použití již zmíněného zubového řemenového převodu.

#### 3.3.1 Výpočet převodového poměru

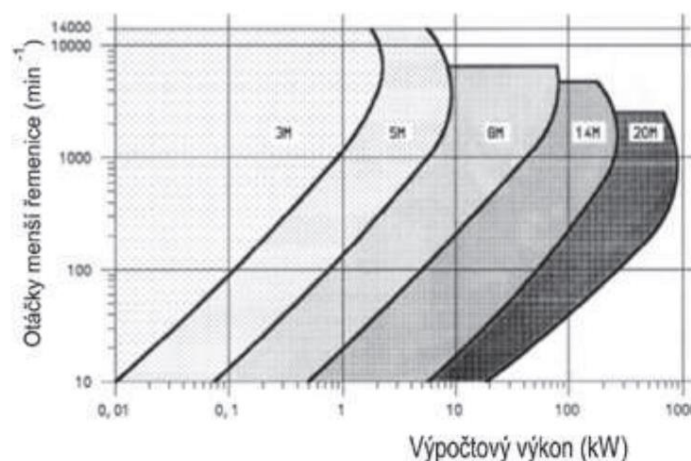
Převodový poměr  $i$  je podíl rychlosti otáčení motoru  $n_m$  a rychlosti otáčení pohybového šroubu  $n_s$  (18). Tento poměr musí být větší než poměr momentu na šroubu  $Mk_s$  a momentu zvoleného motoru  $Mk_m$  (18). [8]

$$i = \frac{n_m}{n_s} > \frac{Mk_s}{Mk_m} \quad (18)$$

$$i = \frac{940}{303} = 3,1 > \frac{87}{30} = 2,9$$

#### 3.3.2 Výběr typu řemene

Pro výběr správného typu řemene se řídím dle grafu (Obrázek 34) určeným výrobcem řemenů [16]. Graf znázorňuje doporučené použití typu řemene s ohledem na výpočtový výkon  $P_m$  a otáček menší řemenice  $n_s$ , která je umístěna na elektromotoru. Po vynesení známých hodnot do grafu (Obrázek 34) vychází řemen typu HTD 5M.



Obrázek 34 Graf pro výběr typu řemene [16]

### 3.3.3 Předběžný výběr řemenice

Z konstrukčních důvodů volím průměr hnací řemenice  $D_{f1}$  46 mm. Následně dopočítám pomocí převodového poměru z rovnice (18) předběžný průměr hnané řemenice  $D_{f2}$  (19).

$$i = \frac{D_{f2}}{D_{f1}} \gg D_{f2} = i \cdot D_{f1} \quad (19)$$

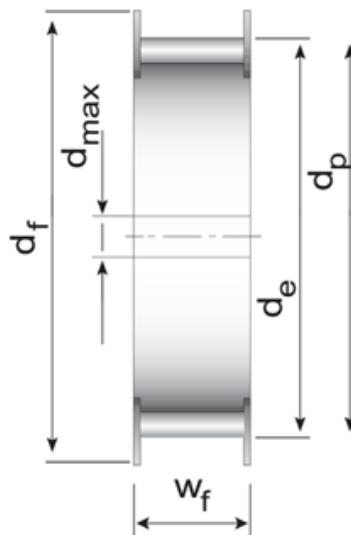
$$D_{f2} = 3,1 \cdot 46 = 142,6$$

### 3.3.4 Přesný výpočet řemenic

Pro přesný výběr řemenic počítám se vzorcem (20), který ukazuje poměr zubů na řemenicích vycházející z rovnice (18). Nejbližší počet zubů  $z_1$  požadovaného průměru hnací řemenice je 30. [17] Dle vzorce (20) počítám počet zubů  $z_2$  na hnané řemenici. Dle těchto hodnot vybírám řemenice z katalogu [17], který udává seznam běžných řemenic na trhu. Vybrané hnací a hnané řemenice jsou popsány v tabulce 5, která udává rozměry řemenic dle obrázku 35.

$$i = \frac{z_1}{z_2} \gg z_2 = \frac{z_1}{i} \quad (20)$$

$$z_2 = 3,1 \cdot 30 = 93$$



Obrázek 35 Schéma řemenice [17]

Tabulka 5 Rozměry hnací a hnané řemenice v [mm] [17]

Hnací řemenice						Hnaná řemenice					
$z_1$ [1]	$d_{e1}$	$d_{p1}$	$d_{f1}$	$d_{max1}$	$w_{f1}$	$z_2$ [1]	$d_{e2}$	$d_{p2}$	$d_{f2}$	$d_{max2}$	$w_{f2}$
30	46,63	47,75	52	33	37	93	146,87	148,01	152	124	37

### 3.3.5 Předběžná osová vzdálenost

Osová vzdálenost je daná minimální vzdáleností mezi osou motoru a osou pohybového šroubu. Předběžná vzdálenost mezi těmito osami  $a_{wp}$  je 300 mm.

### 3.3.6 Výběr délky řemene

Použiju normovanou délku řemene, kterou počítám dle rovnice (23). Nejdříve počítám úhly opásání pomocí rovnic (21) a (22,) které dosazuji do rovnice (23). Vypočítaná délka  $L_{p'}$  je jen orientační a dle katalogu [17] vybírám nejbližší hodnotu délky řemenu na trhu. Dle vypočítané hodnoty (23) volím řemen: 5M 925 HTD

$$\frac{\alpha}{2} = \cos^{-1} \left( \frac{d_{p2} - d_{p1}}{2 \cdot a_{wp}} \right) \quad (21)$$

$$\frac{\alpha}{2} = \cos^{-1} \left( \frac{148,01 - 47,75}{2 \cdot 300} \right) = 80,38$$

$$\gamma_j = 90^\circ - \frac{\alpha}{2} \quad (22)$$

$$\gamma_j = 90^\circ - 80,38^\circ = 9,62^\circ$$

$$L_{p'} = 2 \cdot a_{wp} \cdot \sin \left( \frac{\alpha}{2} \right) + \frac{\pi \cdot (d_{p1} + d_{p2})}{2} + \frac{\pi \cdot \gamma \cdot (d_{p2} - d_{p1})}{180} \quad (23)$$

$$L_{p'} = 2 \cdot 300 \cdot \sin(80,38^\circ) + \frac{\pi \cdot (47,75 + 148,01)}{2} + \frac{\pi \cdot 9,62 \cdot (148,01 - 47,75)}{180}$$

$$L_{p'} = 916 \gg L_p = 925$$

### 3.3.7 Skutečná osová vzdálenost

Jelikož zvolený řemen je delší než vypočítaný, změní se tím osová vzdálenost  $a_w$  hnací a hnané řemenice. Proto je nutný přepočít skutečné osově vzdálenosti dle vzorce (24). V těchto vzorcích se použije délka určitého vybraného řemene. [8]

$$a_w = \frac{L_p + \frac{\pi \cdot (d_{p1} + d_{p2})}{2} - \frac{\pi \cdot \gamma \cdot (d_{p2} - d_{p1})}{180}}{2 \cdot \sin \left( \frac{\alpha}{2} \right)} \quad (24)$$

$$a_w = \frac{925 - \frac{\pi \cdot (47,75 + 148,01)}{2} - \frac{\pi \cdot 9,62^\circ \cdot (148,01 - 47,75)}{180}}{2 \cdot \sin(80,38^\circ)} = 304,6$$

### 3.3.8 Šířka řemene

Při použití ozubeného řemene se počítá obvykle s jedním řemenem. Minimální potřebnou šířku řemene  $w_{tbmin}$  k převedení krouticího momentu z motoru na pohybový šroub počítám dle vzorce (25). Index záběru  $t_e$  u hnací řemenice při převodovém poměru větším než 3 se dle výrobce volí 0,25.

$$w_{tbmin} \geq \frac{2,5 \cdot Mk_m}{z_1 \cdot t_e \cdot M_{spec}} \quad (25)$$

$$w_{tbmin} \geq \frac{30 \cdot 2,5}{30 \cdot 0,25 \cdot 0,546} = 18,3$$

$$w_{tb} = 30$$

Vzorcem (25) vypočítaná hodnota je minimální šířka řemene  $w_{tbmin}$ . Z důvodu bezpečnosti a konstrukce volím řemen šířky 30 mm, který zaručeně přenesení potřebný výkon na pohybový šroub.

### 3.3.9 Přenášená tečná síla a montážní předpětí

Pro zjištění radiální síly  $F_r$ , která působí na axiální ložisko, počítám přenášenou tečnou sílu dle vzorce (24). V této rovnici je použita hodnota momentu  $Mk_m$  vyvolaná motorem a průměrem hnací řemenice  $d_{p1}$ .

$$F_r = \frac{2 \cdot Mk_m}{d_{p1}} \cdot 10^3 \quad (24)$$

$$F_r = \frac{2 \cdot 30}{47,75} \cdot 10^3 = 1\,257$$

Montážní předpětí u ozubených řemenů není vyžadované tak vysoké jako u plochých a klínových řemenů, kde může dojít k prokluzu řemene. Proto tedy předpěťová síla není zahrnuta do výpočtů. Je však potřeba docílit zamezení přeskočení zubů na ozubené řemenici. Při montáži se velikost nastaveného předpětí kontroluje metodou průhybu napnuté větve řemene. [12]



### 3.4 Kontrola zvolené závitové tyče

Pohybový šroub je namáhán na krut  $\tau$  a na tah  $\sigma$ , proto je nutné použít vzorec kombinovaného namáhání. Pro výpočet kombinovaného namáhání  $\sigma_{red}$  dle vzorce (27) je zapotřebí výpočet napětí v krutu (25) a v tahu (26). Z důvodu uložení pohybového šroubu, který je zavěšen, není potřeba dále kontrolovat příslušnou závitovou tyč na vzpěr.

$$\tau = \frac{16 \cdot M k_s}{\pi \cdot d_3^3} \quad (25)$$

$$\tau = \frac{16 \cdot 87}{\pi \cdot 33^3} = 0,0123$$

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_3^2} \quad (26)$$

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot 29\,430}{\pi \cdot 33^2} = 34,4$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_t \cdot \alpha_{ot})^2 + 2 \cdot (\tau \cdot \alpha_\tau)^2} \leq \sigma_a \quad (27)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{(34,4 \cdot 1,9)^2 + 2 \cdot (0,0123 \cdot 1,45)^2} = 65,36 \leq 157$$

### 3.5 Volba a kontrola axiálního ložiska

Volím soudečkové axiální ložisko 29412 E, jehož parametry jsou v tabulce 6. Ložisko kontroluji doporučeným postupem dle výrobce SKF.

Tabulka 6 Parametry ložiska 29412 E [22]

Soudečkové axiální ložisko 29412 E					
<b>d<sub>L</sub></b>	<b>D<sub>L</sub></b>	<b>H<sub>L</sub></b>	<b>C</b>	<b>C<sub>0</sub></b>	<b>n<sub>Lmax</sub></b>
60 [mm]	130 [mm]	42 [mm]	390 000 [N]	915 000 [N]	5 000 [min <sup>-1</sup> ]

Pro kontrolu ložiska počítám ekvivalentní dynamické zatížení ložiska  $P_{II}$ , které je dané vzorcem (28). Vypočtenou hodnotu dosadím do rovnice (30) pro výpočet trvanlivosti ložiska  $L_{10}$  společně s hodnotou základní dynamické únosnosti ložiska  $C$  (Tabulka 6), exponentem rovnice  $p$ , kterou volím 10/3 a to z důvodu čárového styku v ložisku. [8]

Hodinové dovolené namáhání ložiska  $L_{10D}$ , které musí být větší než vypočítaná hodnota dle vzorce (30). Počítám s používáním zvedáku každý pracovní den po dobu 20 let, z čehož plyne přibližně 40 000 provozních hodin.

$$P_{l1} = 0,88 \cdot (F_a + 1,2 \cdot F_r) \quad (28)$$

$$P_{l1} = 0,88 \cdot (29\,130 + 1,2 \cdot 1\,257) = 26\,962$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_{l1}}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} > L_{10D} \quad (30)$$

$$L_{10} = \left(\frac{390\,000}{26\,962}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 303} = 405\,615 > 40\,000$$

Ložisko kontroluji také na statickou únosnost. Dle vzorce (31) počítám ekvivalentní statické zatížení ložiska  $P_0$ . Podíl základní statické únosnosti  $C_0$  a ekvivalentního statického zatížení  $P_0$  (30) musí být větší než statická bezpečnost  $s_0$ , která je pro axiální ložiska 4. [8]

$$P_0 = F_a + 2,7 \cdot F_r \quad (30)$$

$$P_0 = 29\,130 + 2,7 \cdot 1\,257 = 32\,524$$

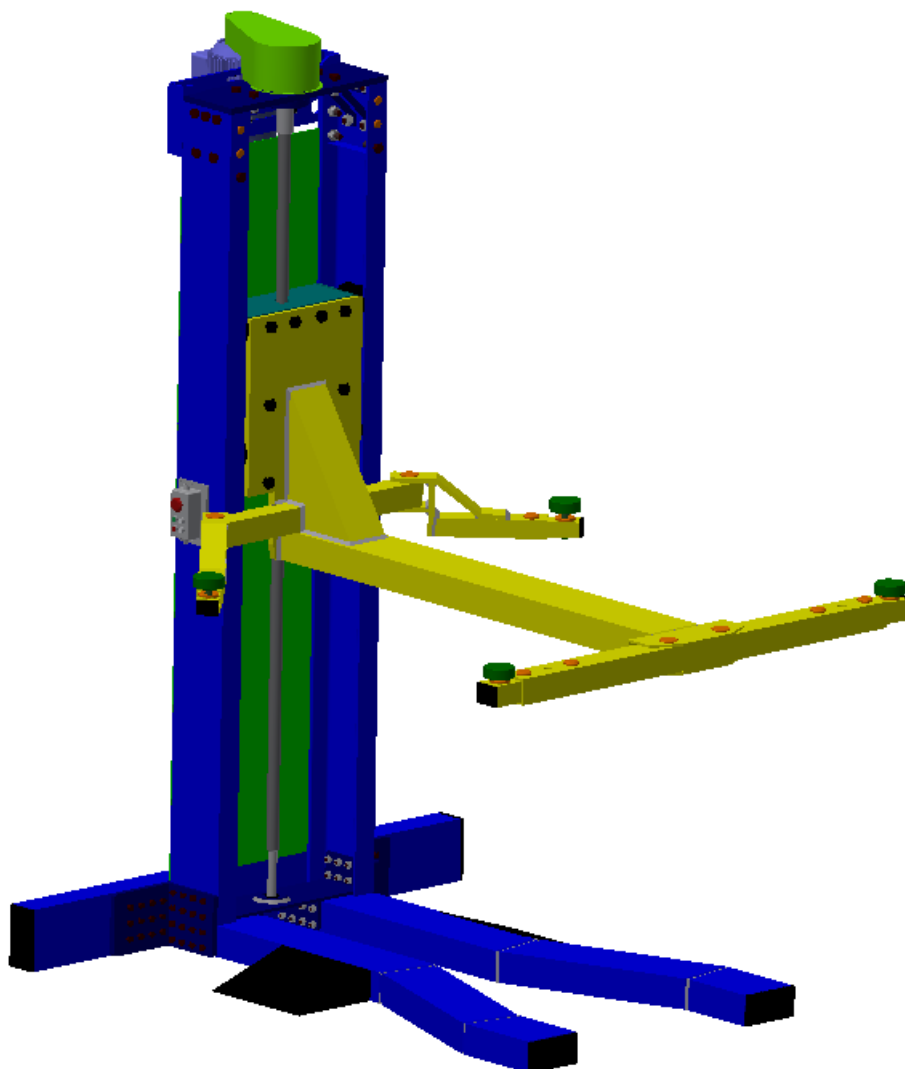
$$\frac{C_0}{P_0} > s_0 \quad (31)$$

$$\frac{915\,000}{32\,524} = 28,1 > 4$$

Soudečkové axiální ložisko 29422 E vyhovuje na dynamické i statické namáhání s velkou rezervou a může být zaručená činnost axiálního ložiska na déle než 20 let.

## 4. 3D KONSTRUKCE ZVEDÁKU

Celý šroubový zvedák (Obrázek 36) se skládá ze čtyř hlavních částí. Základem je rám, který zajišťuje stabilitu zvedáku. Dále vozík, který se pohybuje ve svislém směru. Vozík je uložen v rámu a jeho pohyb zajišťuje pohybový šroub. Pohybový šroub, jakož to další část, je zavěšen v horní části rámu. Pohon zajišťují zubové řemenice a zubový řemen, který propojuje pohybový šroub s motorem. Poslední částí zvedáku je nosič, který je v kontaktu s vozidlem a zároveň pevně přimontován k vozíku.



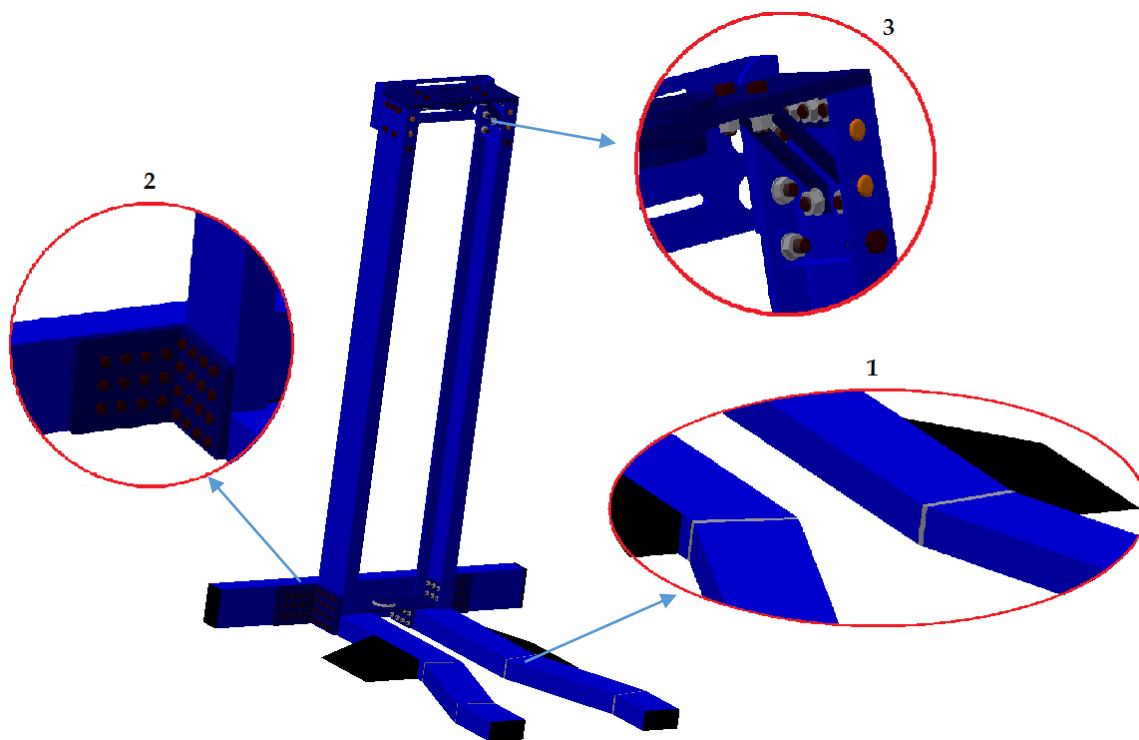
Obrázek 36 Vymodelovaný sloupový šroubový zvedák [10]

## 4.1 Rám zvedáku

Celý šroubový zvedák je navrhován pro snadnou montáž a demontáž. Podstava rámu se skládá ze dvou totožných svařenců (Obrázek 37 detail 1), které jsou spojené šroubovým spojením (Obrázek 37 detail 2) s „jeklem“ 200x100x8. K této podstavě jsou následně přišroubovány dvě tyče průřezu U 220/B ČSN 42 5570 (Obrázek 37 detail 2). Horní část rámu je vyztužena vzpěrami, dorazy a držákem na motor (Obrázek 37 detail 3). Tyto prvky pomáhají celkové stabilitě rámu.

Držák motoru je navržena tak, aby posouváním motoru mohl být zubový řemen sundán nebo požadovaně napnut.

Vzpěry jsou umístěny, z důvodu velké zátěže, na horní spojovací desku (Obrázek 37 detail 3), která nese zavěšený pohybový šroub a tím i celé zvedané břemeno.



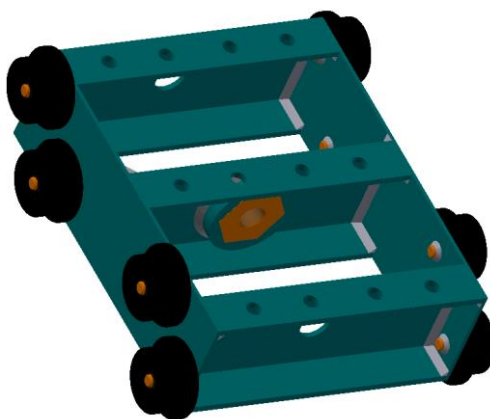
Obrázek 37 Rám šroubového zvedáku s detaily spojení [10]

## 4.2 Vozík zvedáku

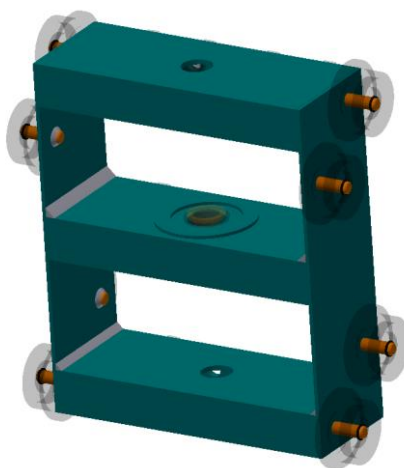
Vozík (Obrázek 38) je část zvedáku, která je umístěna v rámu. Pohyb v požadovaném směru zajišťují čtyři kolečka, která jsou určena pro velké zatížení.

Celý vozík je svařenec tyčí průřezu U 180/B ČSN 42 5570 a dvou 6 [mm] desek. Nosná matice Tr40x6-50 je umístěna uprostřed, zajištěna šestihrannou hlavou z jedné strany a pojistným kroužkem z druhé strany (Obrázek 39). Následně v tyčích průřezu U jsou díry pro uchycení nosiče.

Vozík má více děr pro svoji univerzálnost. Po odmontování navrhnutého nosiče lze namontovat jiný typ nosiče.



Obrázek 38 Vozík s maticí M40x6-50 [10]

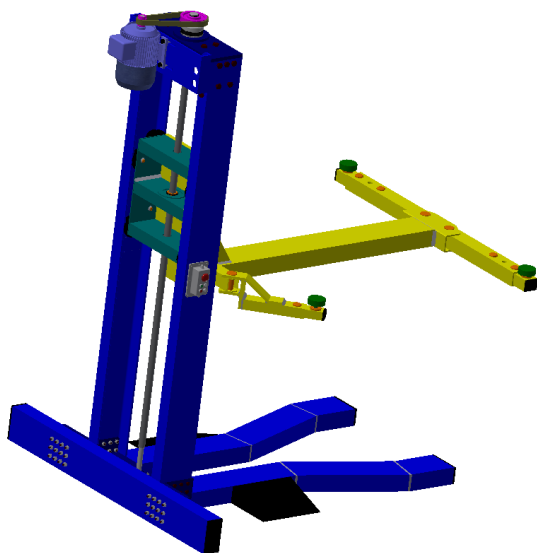


Obrázek 39 Vozík s maticí M40x6-50 - zajištění [10]

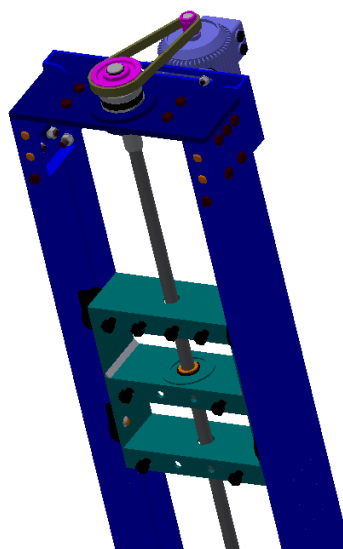
## 4.3 Pohon zvedáku

Pohon šroubového zvedáku zajišťuje Motor Siemens – 1LE1002-1BC62, který je umístěn na rámu (Obrázek 43). Drážky v držáku na motor umožňují posuvný pohyb motoru pro případnou výměnu zubového řemene, nebo jeho napnutí. Dále jsou zde umístěny zubové řemenice, které společně se zubovým řemenem přenášejí otáčky a moment na pohybový šroub.

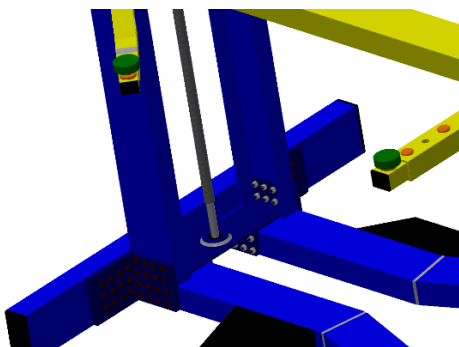
Pohybový šroub je zavěšen na horní desce a k plynulému otáčení je pod hlavou šroubu umístěné soudečkové axiální ložisko 29412 E (Obrázek 41 a Obrázek 43). Pro zamezení vyosení pohybového šroubu je umístěno radiální ložisko 6011 ze spod horní desky a zajištěné pojistným kroužkem a stejně tak ložisko 6006 na spodním konci pohybového šroubu (Obrázek 42).



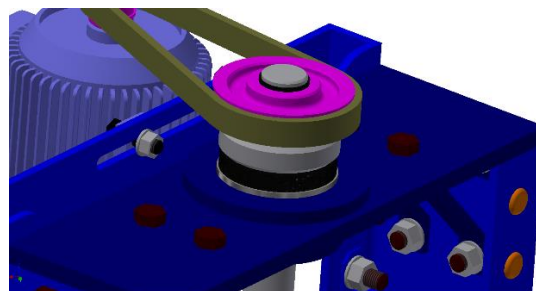
Obrázek 40 Šroubový zvedák bez krytů [10]



Obrázek 41 Pohon zvedáku [10]



Obrázek 42 Detail spodní části šroubu [10]

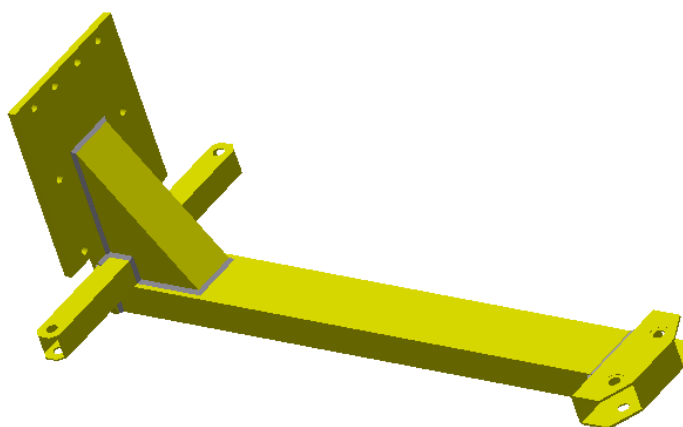


Obrázek 43 Detail umístění axiálního ložiska [10]

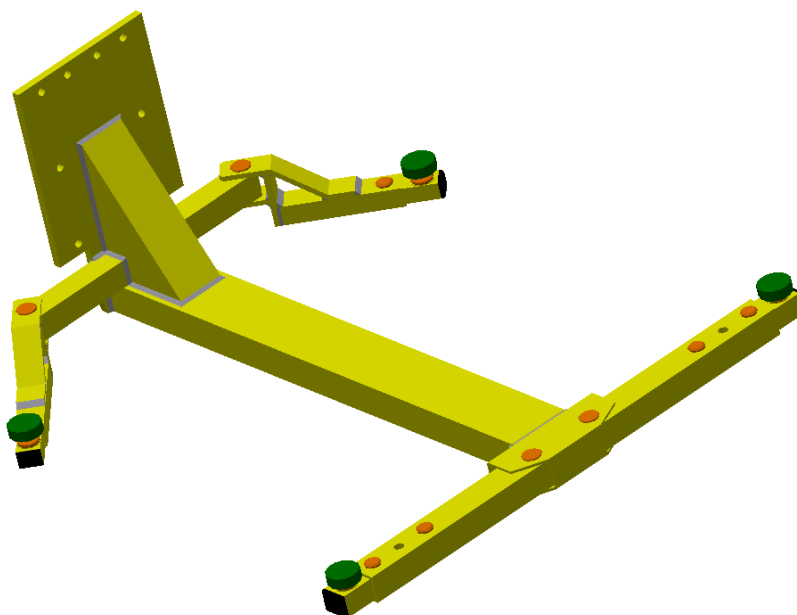
## 4.4 Nosič zvedáku

Nosič zvedáku je část, která je jako jediná v kontaktu se zvedaným automobilem. Skládá se ze svařence (Obrázek 44) a pohyblivých ramen, které jsou se svařencem spojené pomocí čepů. Ramena jsou pohyblivá a výsuvná k správnému podepření zvedaného automobilu.

Na každém konci ramene je vložka se závitem (Obrázek 45). V této vložce je umístěný šroub s pryžovou hlavou. Tento prvek slouží k eliminaci vůlí mezi nosičem a vozidlem ještě před jeho zdvižením.



Obrázek 44 Nosič svařenec [10]



Obrázek 45 Nosič zvedáku [10]

## 5. ZÁVĚR

Dle zadání jsem provedl koncepční návrh konstrukce a pohonu mechanického automobilového zvedáku pohaněného pohybovým šroubem, který je zavěšen na axiálním ložisku. Výhodou této konstrukce je eliminace namáhání pohybového šroubu na vzpěr. Kromě koncepčního návrhu automobilového zvedáku spolu s výpočty pohonného systému a trvanlivosti hlavního nosného axiálního ložiska jsem vytvořil 3D model.

Konstrukci zvedáku jsem řešil pomocí snadno dostupných součástí na trhu, a proto realizace daného zvedáku vyjde ekonomicky výhodně. Konstrukce zvedáku je navrhována tak aby jeho montáž a demontáž nebyla složitá.



## 6. SEZNAM ZDROJŮ

- [1] - Tuning-individual: Elektricky ovládaný zvedák. *Tuning-individual: Elektricky ovládaný zvedák* [online]. Česká republika: Tuning-individual, c2017 [cit. 2017-06-15]. Dostupné z: <http://tuning-individual.cz/eshop/elektricky-zvedak-1t-p-51658.html?zenid=qHooYTT5ebwCDYvy7dAe36PYLMe>
- [2] - M I P A V: Hřebenový zvedá patkový. *M I P A V: Hřebenový zvedá patkový* [online]. Borovnice: M I P A V, 2017 [cit. 2017-06-15]. Dostupné z: <http://www.mipav.cz/15197/hrebenovy-zvedak-patkovy/>
- [3] - Heavytech: Strojní vybavení a autotechnika. *Heavytech: Strojní vybavení a autotechnika* [online]. Hořice: Heavytech, 2017 [cit. 2017-06-15]. Dostupné z: <http://www.naradi-pro.cz>
- [4] - Diploma Resources: Draw a neat sketch of TOGGLE JACK and Screw Jack also label its parts. *Diploma Resources* [online]. London: mechdiploma, c2009-2017 [cit. 2017-06-15]. Dostupné z: <http://www.mechdiploma.com/content/11-draw-neat-sketch-toggle-jack-and-screw-jack-also-label-its-parts>
- [5] - Antonine Education Website: Triple Physics Topic 8 - Hydraulics. *Antonine Education Website* [online]. Velká Británie: Antonine-education, 2016 [cit. 2017-06-15]. Dostupné z: [http://www.antonine-education.co.uk/Pages/Physics\\_GCSE/Unit\\_3/Triple\\_08\\_Hydraulics/triple\\_08.htm](http://www.antonine-education.co.uk/Pages/Physics_GCSE/Unit_3/Triple_08_Hydraulics/triple_08.htm)
- [6] - Západka. *Západka* [online]. Česká republika: leporelo, 2015 [cit. 2017-06-15]. Dostupné z: <https://leporelo.info/zapadka>
- [7] - Vysokozdvížné vozíky pro malou zátěž. *Vysokozdvížné vozíky pro malou zátěž* [online]. Česká republika: Mecalux, c2000-2017 [cit. 2017-06-15]. Dostupné z: <https://www.logismarket.cz/liftmate-cz/vysokozdvizne-voziky-pro-malou-zatez-do-300-kg/1263090865-947644106-p.html>
- [8] - SEPS: Části a mechanismy strojů I. ČMS1. : *Převodový mechanismus se závitovou dvojicí* [online]. Praha: ČVUT FS, Ú12113, 2014 [cit. 2017-06-15]. Dostupné z: [https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12113/%C4%8CMS1/01C\\_U1\\_Pohybov%C3%BD%20%C5%A1roub-%C5%99e%C5%A1en%C3%AD.pdf](https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12113/%C4%8CMS1/01C_U1_Pohybov%C3%BD%20%C5%A1roub-%C5%99e%C5%A1en%C3%AD.pdf)

- [9] - ČSN EN 1493. *Zvedáky vozidel*. 27 0809. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 1999.
- [10] - Autor: Pavel Sluka. V programu Autodesk Inventor 2018
- [11] - LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [12] - Walther Flender s.r.o.: Převody ozubenými řemeny. *Walther Flender s.r.o.* [online]. Kolín: Walther Flender, 2017 [cit. 2017-06-15]. Dostupné z: <http://www.walther-flender.cz/catalogs/Prevody-ozubenymi-remeny.pdf>
- [13] - E-Automotive. *E-Automotive* [online]. Lipy: e-Automotive, c2017 [cit. 2017-06-15]. Dostupné z: <http://www.e-automotive.cz/hydraulicke-panenky/hydraulicky-zvedak-teleskopicky-4t-automotive-p-151975.html?cPath=202822>
- [14] - Lifters. *I.ytimg* [online]. CZ: i.ytimg, 2015 [cit. 2017-06-15]. Dostupné z: [https://i.ytimg.com/vi/I9txQaKb\\_-0/maxresdefault.jpg](https://i.ytimg.com/vi/I9txQaKb_-0/maxresdefault.jpg)
- [15] - Motory SIEMENS. *Motory SIEMENS* [online]. Praha: Divize Industry Automation & Drive Technologies I IA & DT LD P-SM, 2012 [cit. 2017-06-15]. Dostupné z: [http://www.elektromotory.net/upload/file/K-1LE1\\_D81\\_1\\_2012-leden.pdf](http://www.elektromotory.net/upload/file/K-1LE1_D81_1_2012-leden.pdf)
- [16] - Power-Grip-HTD. *Power-Grip-HTD* [online]. Kolín: Walther Flender, 2017 [cit. 2017-06-15]. Dostupné z: <http://www.walther-flender.cz/catalogs/Power-Grip-HTD.pdf>
- [17] - Řemenice: Zubové [online]. Ostrava: Transportní technika Tůma, c2010-2013 [cit. 2017-06-15]. Dostupné z: <http://www.tttuma.cz/files/katalog%20AB%202009.pdf>
- [18] - Exhaust Air Jack. *Gadgets* [online]. Velká Británie: Thegadgetsnet, 2011 [cit. 2017-06-15]. Dostupné z: <http://thegadgetsnet.blogspot.cz/>

- [19] - KUGL, CSC, Doc. Ing. Otmar, Ing. Jiří HOUKAL, CSC, Ing. Pavel TOMEK, CSC a doc. Ing. Jiří ZÝMA, CSC. *PROJEKT - III. ročník*. ČVUT v Praze. Praha: ČVUT - výroba, Zikova 4, 166 36 Praha 6, 2005.
- [20] - Pitking Products Emergency Quick Lift Monkey Motorsport Rally Car Jack. In: *Ebay* [online]. Velká Británie: ebay, 2017 [cit. 2017-06-15]. Dostupné z: <http://www.ebay.co.uk/itm/Pitking-Products-Emergency-Quick-Lift-Monkey-Motorsport-Rally-Car-Jack-/141799376719>
- [21] - Obecné strojní části 1: teoretické základy, spoje, přenosové části, otočná uložení, akumulátory energie, hřídelové spojky. *Obecné strojní části 1* [online]. Západočeská univerzita v Plzni: Vydavatelství Univerzitní 8, 306 14 Plzeň, 2012 [cit. 2017-06-15]. Dostupné z: <http://zcu.cz/export/sites/zcu/pracoviste/vyd/online/Obecne-strojni-casti-1.pdf>
- [22] - Katalog ložisek SKF. *Katalog ložisek SKF* [online]. Lanškroun: Exvalos, c2002- 2017 [cit. 2017-06-15]. Dostupné z: <http://www.exvalos.cz/katalogy-lozisek-skf/>

## 7. SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN

<b>Veličina</b>	<b>Popis</b>	<b>Jednotky</b>
m	Hmotnost břemena	kg
$h_z$	Zdvih	m
g	Tíhové zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
t	Čas zdvihu břemena	s
F	Síla působící na zvedák	N
b	Max šířka automobilu	m
e	Max rozvor kol	m
d, f, g	Vzdálenost podpěr základny	m
a	Vzdálenost automobilu od sloupu	m
c	Max výška se zdviženým automobilem	m
Q	Síla se statickou bezpečností	N
k	Součinitel statické bezpečnosti	1
$d_2'$	Předběžný střední průměr šroubu dle tlaku v závitu	mm
p	Tlak v závitech šroubu a matky	$N \cdot mm^{-2}$
$p_d$	Dovolený tlak v závitu	$N \cdot mm^{-2}$
$\Psi_H$	Součinitele výšky matice k malému průměru závitu	1
$\Psi_h$	Součinitel nosné výšky závitu ke stoupání závitu	1
S	Plocha malého průměru šroubu	$mm^2$
$d_3'$	Předběžný malý průměr vypočítaného šroubu	mm
$\sigma$	Napětí v šroubu	$N \cdot mm^{-2}$
$\sigma_d$	Dovolené napětí v šroubu	$N \cdot mm^{-2}$
P	Rozteč šroubu Tr 40	mm
d	Průměr šroubu Tr 40	mm
$D_2=d_2$	Střední průměr šroubu a matice Tr 40	mm
$d_3$	Malý průměr šroubu Tr 40	mm
$D_1$	Malý průměr matice Tr 40	mm
$D_4$	Velký průměr matice Tr 40	mm
$a_c$	Vůle v závitu šroubu Tr 40	mm
$H_1$	Nosná část závitu Tr 40	mm

$Z_m$	Minimální počet závitů matice Tr 40	1
H	Výška matice Tr 40	mm
$Mk_{\xi}$	Moment na závitové tyči Tr 40	$N \cdot m$
$Q'$	Zkušební zatěžující síla	N
$k_{Mk}$	Součinitel bezpečnosti pro výpočet $Mk_{\xi}$	1
$\varphi'$	Třecí úhel	°
$\beta$	Boční úhel	°
$f$	Součinitel tření	1
$\gamma$	Úhel stoupání závitu	°
$c_z$	Rychlost zdvihu	$m \cdot s^{-1}$
$c_{max}$	Maximální rychlost zdvihu	$m \cdot s^{-1}$
$\mu_a$	Účinnost pohybového šroubu	1
$P_{př}$	Potřebný příkon elektromotoru	W
$\mu_{př}$	Účinnost převodu	1
$\omega$	Úhlová rychlost šroubu	$rad \cdot s^{-1}$
$n_{\xi}$	Otáčky pohybového šroubu	$ot \cdot min^{-1}$
$Mk_m$	Jmenovitý výkon motoru	$N \cdot m$
$m_m$	Hmotnost elektromotoru	kg
$P_m$	Výkon Elektromotoru	W
$n_m$	Otáčky elektromotoru	$ot \cdot min^{-1}$
i	Převodový poměr	1
Index 1	Hnací řemenice	1
Index 2	Hnaná řemenice	1
$D_f$	Předběžný průměr řemenice	mm
z	Počet zubů řemenice	1
$d_e$	Vnější průměr řemenice	mm
$d_p$	Efektivní průměr řemenice	mm
$d_f$	Průměr řemenice s bočnicemi	mm
$d_{max}$	Maximální průměr vnitřní díry řemenice	mm
$w_f$	Šířka řemenice	mm
$a_{wp}$	Předběžná osová vzdálenost	mm
$Lp'$	Předběžná délka řemene	mm
$Lp$	Skutečná délka řemene	mm

$a_w$	Skutečná osová vzdálenost	mm
$\alpha$	Úhel opásání řemenice	°
$\gamma_j$	Pomocný úhel pro výpočet $\alpha$	°
$w_{tbmin}$	Minimální šířka řemene	mm
$t_e$	Index záběru	l
$w_{tb}$	Šířka řemene	mm
$F_r$	Radiální síla	N
$M_{spec}$	Specifický moment řemene	$N \cdot cm \cdot mm^{-1}$
$\tau$	Napětí v krutu	$N \cdot mm^{-2}$
$\sigma_t$	Napětí v tahu	$N \cdot mm^{-2}$
$\sigma_{RED}$	Kombinované namáhání	$N \cdot mm^{-2}$
$\sigma_a$	Dovolené kombinované namáhání	$N \cdot mm^{-2}$
$\alpha_{ot}$	Vrubový koeficient otáčení	l
$\alpha_\tau$	Vrubový koeficient smyku	l
$d_L$	Vnitřní průměr ložiska	mm
$D_L$	Velký průměr ložiska	mm
$H_L$	Výška ložiska	mm
$C$	Základní dynamická únosnost ložiska	N
$C_0$	Základní statická únosnost ložiska	N
$n_{Lmax}$	Maximální otáčky ložiska	$ot \cdot min^{-1}$
$P_{ll}$	Ekvivalentní dynamická únosnost ložiska	N
$L_{l0}$	Trvanlivost ložiska vztažena na $10^6$ otáček	ot.
$L_{l0D}$	Dovolená trvanlivost ložiska	ot.
$F_a$	Axiální síla působící na ložisko	N
$s_0$	Statická bezpečnost	l
$P_0$	Ekvivalentní statická únosnost ložiska	N

## 8. SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1 Elektrický nůžkový zvedák [1] .....	2
Obrázek 2 Ruční hřebenový zvedák [2] .....	2
Obrázek 3 Třístupňový pneumatický zvedák [3] .....	3
Obrázek 4 Mobilní pneumatický zvedák [3] .....	3
Obrázek 5 Ruční hydraulický zvedák “panenka“ [3] .....	4
Obrázek 6 Nůžkový hydraulický zvedák [3] .....	4
Obrázek 7 Vysokozdvíhový hyd. vozík s kladkou [7] .....	4
Obrázek 8 Ruční hyd. teleskopický zvedák [13] .....	4
Obrázek 9 Jámový hydraulický zvedák [3] .....	5
Obrázek 10 Uložení zvedáku v jámě [3] .....	5
Obrázek 11 Ruční nůžkový zvedák [13] .....	6
Obrázek 12 Hydraulický nůžkový zvedák [3] .....	6
Obrázek 13 Nůžkový kolébkový zvedák poháněný vrtáčkou [14] .....	6
Obrázek 14 Jednosloupový mobilní zvedák [3] .....	7
Obrázek 15 Dvousloupový stabilní zvedák [3] .....	7
Obrázek 16 Čtyřsloupový zvedák s jámovým zvedákem [3] .....	8
Obrázek 17 Čtyřsloupový parkovací zvedák [3] .....	8
Obrázek 18 Více jednosloupových zvedáků [3] .....	8
Obrázek 19 Kombinace jednosloupových zvedáků [3] .....	8
Obrázek 20 Schéma ručního šroubového zvedáku [4] .....	9
Obrázek 21 Schéma ručního nůžkového šroubového zvedáku [4] .....	9
Obrázek 22 Schéma zajištění hřebenových zvedáků pomocí rohatky a západky [6] .....	10
Obrázek 23 Schéma ručního pístového zvedáku [5] .....	10
Obrázek 24 Balonový zvedák připojený na výfuk vozidla [18] .....	11
Obrázek 25 Zabudované zvedáky [19] .....	12
Obrázek 26 Zabudovaný zvedáků [19] .....	12
Obrázek 27 Hladký tyčový zvedák [20] .....	12
Obrázek 28 Zdvih hladkého tyčového zvedáku [20] .....	12
Obrázek 29 Předběžné schéma konstrukce navrhovaného zvedáku [3] .....	13
Obrázek 30 Čelní rozložení sil zvedáku s břemenem [10] .....	14

Obrázek 31 Boční rozložení sil zvedáku s břemenem [10] .....	15
Obrázek 32 Schéma lichoběžníkového rovnoramenného šroubu s maticí [12] .....	17
Obrázek 33 Silové poměry v závitu [12] .....	18
Obrázek 34 Graf pro výběr typu řemene [16] .....	21
Obrázek 35 Schéma řemenice [17] .....	22
Obrázek 36 Vymodelovaný sloupový šroubový zvedák [10] .....	27
Obrázek 37 Rám šroubového zvedáku s detaily spojení [10] .....	28
Obrázek 38 Vozík s maticí M40x6-50 [10] .....	29
Obrázek 39 Vozík s maticí M40x6-50 - zajištění [10] .....	29
Obrázek 40 Šroubový zvedák bez krytů [10] .....	30
Obrázek 41 Pohon zvedáku [10] .....	30
Obrázek 42 Detail spodní části šroubu [10] .....	30
Obrázek 43 Detail umístění axiálního ložiska [10] .....	30
Obrázek 44 Nosič svařenec [10] .....	31
Obrázek 45 Nosič zvedáku [10] .....	31



## **9. SEZNAM TABULEK**

Tabulka 1 Zadané vstupní hodnoty .....	13
Tabulka 2 Parametry automobilu a rozměry ovlivňující stabilitu zvedáku.....	15
Tabulka 3 Rozměry zvoleného trapézového šroubu [11].....	16
Tabulka 4 Parametry vybraného elektromotoru [15] .....	20
Tabulka 5 Rozměry hnací a hnané řemenice [17] .....	22
Tabulka 6 Parametry ložiska 29422 E [22] .....	25

## 10. SEZNAM PŘÍLOH

3D model automobilového šroubového zvedáku v programu Autodesk Inventor.

